

DE 199 19 621 A1

Aus der DE 199 19 621 A1, Figur 1 und Beschreibung, ist eine

Schwungradanordnung entnehmbar, welcher Drehmoment von einer Kurbelwelle eines Motors übertragbar ist, umfassend:

- ein Schwungrad 34,
- einen Dämpfermechanismus 58, welcher ausgelegt ist, um das Schwungrad 34 mit der Kurbelwelle in einer Rotationsrichtung elastisch zu verbinden, und
- ein Abstützelement 18, 28, welches an der Kurbelwelle befestigt ist, um das Schwungrad an der Kurbelwelle abzustützen, wobei das Abstützelement 18, 28 einen axial verlaufenden Bereich 28 aufweist, welcher an und von dem Schwungrad in axialer Richtung befestigbar und lösbar ist.

Der Anspruch 1 ist nicht gewährbar.

Die Merkmale der Ansprüche 2 – 8 sind, zumindest teilweise, ebenfalls der DE 199 19 621 A1 entnehmbar.

Die Merkmale der nebengeordneten Ansprüche 10, 23, 31, 39 und 49 sind dieser Schrift, zumindest teilweise, ebenfalls entnehmbar.

Nach Wegfall des Anspruchs 1 können die Ansprüche 2 – 50 bereits deshalb nicht gewährt werden, da über die Anmeldung nur einheitlich entschieden werden kann.

Mit den vorliegenden Unterlagen kann eine Erteilung nicht erfolgen.

Prüfungsstelle für Klasse F 16 F

Dipl.-Phys. Wisznewski (Hausruf:3021)

Anlage:

Abl. v. 1 Entgegenhaltung

Zr.

Ausgefertigt

Filos
Regierungsangestellte

BEST AVAILABLE COPY

Translation into English of Office Action dated December 23, 2005

File Number: 10 2004 016 960.8-13

Applicant: EXEDY Corp.

Our File: DAI040401PDE

In this office action, the following documents are cited for the first time (Their numbering remains valid for the further proceeding):

DE 199 19 621 A1

From DE 199 19 621 A1, Fig. 1 and description, a flywheel assembly is discernible, to which torque is transmitted from a crankshaft of an engine, comprising:

- a flywheel 34,
- a damper mechanism 58 being configured to elastically connect the flywheel 34 to the crankshaft in a rotation direction, and
- a support member 18, 28 being attached to the crankshaft to support the flywheel on the crankshaft, the support member 18, 28 having an axially extending portion 28 attachable to and detachable from the flywheel in the axial direction.

Claim 1 is not allowable.

The features of claims 2 to 8 are, at least partially, also discernible from DE 199 19 621 A1.

The features of co-ordinate claims 10, 23, 31, 39 and 49 are also shown, at least partially, in this document.

After lapse of claim 1, claims 2 to 50 are already not allowable since the application can only be decided on as a whole.

With the documents on file, a granting is not possible.

Examining division for class F16F
Dipl.-Phys. Wisznewski (Ext. 3021)

Encl.

copies of 1 cited document

Automotive drive train vibration damper places positioner stage and counterpart tooth ing in same radial area and uses cover disks to enclose rotating disk for balance retention.

Patent number: DE19919621
Publication date: 2000-11-02
Inventor: SCHIERLING BERNHARD (DE)
Applicant: MANNESMANN SACHS AG (DE)
Classification:
- **international:** F16F15/12; F16F15/12; (IPC1-7): F16F15/134;
F16D13/60
- **european:** F16F15/12P2
Application number: DE19991019621 19990429
Priority number(s): DE19991019621 19990429

Report a data error here

Abstract of DE19919621

The positioner stage (40) and the counterpart tooth ing assembly (44) lie in the same radial area and one planet wheel at least (48)on the respective second sides (12) of the primary and secondary sides can rotate. The other side (12) has first and second cover disks (18,26) axially spaced to allow for axial movement of the central element (30) arranged between the cover disks (18,26). Planet wheel (48) rotates on disk (18) as opposed to the counterpart tooth ing (44) which is punched or embossed on the disk (30) side facing the cover disk (18). The positioner stage (40) and the tooth ing (44) are preferably made in a single pass. Planet wheel (48) lies parallel to the axis (P) parallel to the main axis of rotation complete with tooth ing (50) and counterpart tooth ing (44), in one variant integral to the side (18) containing the flywheel element (34).

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



(10) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

(11) Offenlegungsschrift
(10) DE 199 19 621 A 1

(51) Int. Cl.⁷:
F 16 F 15/134
F 16 D 13/60

DE 199 19 621 A 1

(21) Aktenzeichen: 199 19 621.4
(22) Anmeldetag: 29. 4. 1999
(43) Offenlegungstag: 2. 11. 2000

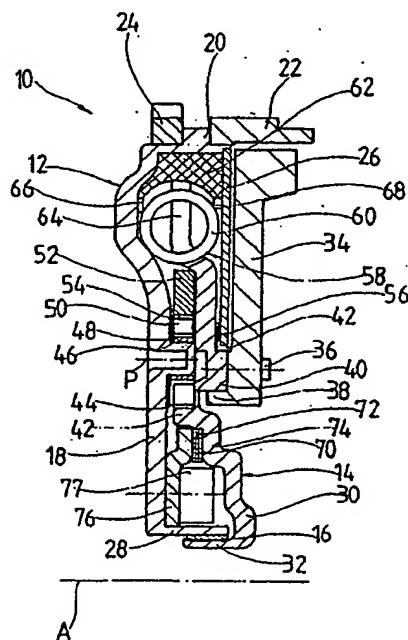
(71) Anmelder:
Mannesmann Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE

(72) Erfinder:
Schierling, Bernhard, Dipl.-Ing. (FH), 97273
Kürnach, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Torsionsschwingungsdämpfer

(55) Die Erfindung betrifft einen Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Primärseite (12), eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung (58) bezüglich der Primärseite (12) um eine erste Drehachse (A) drehbare Sekundärseite (14), und wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse (A) im wesentlichen parallele zweite Drehachse (P) drehbares Planetenrad (48) mit einer Planetenrad-Angriffsformation (50), welche in ihrem der ersten Drehachse (A) radial zugewandten Bereich mit einer radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation (44) an der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden genannt die eine Seite, in Eingriff steht, wobei die Gegenangriffsformation (44) an der einen Seite (14) integral angeformt ist, und wobei an der einen Seite (14) ein scheibenförmiges Schwungmassenelement (34) angebracht ist, das bezüglich der einen Seite vermittels einer an der einen Seite vorgesehenen Positionierstufe positioniert ist, wobei die Positionierstufe (40) un die Gegenangriffsformation in demselben radialen Bereich angeordnet sind.



DE 199 19 621 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Primärseite, eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung bezüglich der Primärseite um eine erste Drehachse drehbare Sekundärseite, und wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse im wesentlichen parallele zweite Drehachse drehbares Planetenrad mit einer Planetenrad-Angriffsformation, welche in ihrem der ersten Drehachse radial zugewandten Bereich mit einer radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation an der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden genannt die eine Seite, in Eingriff steht, wobei die Gegenangriffsformation an der einen Seite integral angeformt ist, und wobei an der einen Seite ein scheibenförmiges Schwungmassenelement angebracht ist, das bezüglich der einen Seite vermittels einer an der einen Seite vorgesehenen Positionierstufe positioniert ist.

Ein derartiger Torsionsschwingungsdämpfer ist aus dem deutschen Patent 196 09 043 C1 bekannt. Bei diesem Torsionsschwingungsdämpfer (siehe Fig. 1 der DE 196 09 043 C2) ist es erforderlich, die eine Seite in verschiedenen radialen Bereichen einem Umformprozeß zu unterziehen, um einerseits die Gegenangriffsformation und andererseits die Positionierstufe auszubilden. Die erforderliche Umformung kann entweder in einem Arbeitsschritt mit Hilfe eines großvolumigen Umformwerkzeugs, welches eine Umformung in den betreffenden voneinander verschiedenen radialen Bereichen in einem Arbeitsschritt ermöglicht, oder durch zwei aufeinanderfolgende Arbeitsschritte realisiert werden, wobei zunächst nur eine der Umformungen zur Herstellung der Gegenangriffsformation oder der Positionierstufe und anschließend die jeweils andere Umformung durchgeführt wird. Im zweiten Fall kann es bei Ausrichtungsfehlern des Werkstücks zu einer Exzentrizität zwischen den umgeformten Bereichen kommen, was Unwuchten an der einen Seite des Torsionsschwingungsdämpfer nach sich zieht. In beiden Fällen ist der Fertigungsaufwand relativ hoch.

Ferner ist aus dem deutschen Patent DE 196 09 041 C2 ein Torsionsschwingungsdämpfer (siehe Fig. 4 der DE 196 09 041 C2) bekannt, bei welchem die eine Seite von zwei in axialem Abstand zueinander angeordneten Deckscheibenelementen gebildet ist, an welchen das wenigstens eine Planetenrad drehbar angeordnet ist. Die andere Seite umfaßt ein zwischen den Deckscheibenelementen angeordnetes zentrales Scheibenelement und ein Schwungmassenelement, welche über ein mit diesen jeweils verschweißtes zylindrisches Hülsenelement miteinander verbunden sind. Das zylindrische Hülsenelement trägt auf einem Teil seines Außenumfangs eine Außenverzahnung, welche mit einer Verzahnung des wenigstens einen Planetenrads im Eingriff steht. Bei der Drehmomentübertragung im Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs bewirken Drehmomentschwankungen eine Relativdrehung zwischen Primärseite und Sekundärseite, wobei die Massenträgheit der sich drehenden Komponenten – Primärseite, Sekundärseite und Planetenrad – dämpfend der Relativdrehung von Primärseite und Sekundärseite entgegenwirkt. Der Torsionsschwingungsdämpfer gemäß der DE 196 09 041 C2 weist allerdings den Nachteil auf, daß die von dem zentralen Scheibenelement, dem Hülsenelement und dem Schwungmassenelement gebildete Seite von Primärseite und Sekundärseite aus mehreren Bauteilen zusammengesetzt ist, welche miteinander verschweißt werden müssen. Da sich der entstehende Verbund jedoch bei der Drehmomentübertragung zwischen Kurbelwelle und Getriebe mit hohen Drehzahlen um die Drehachse dreht,

müssen zur Vermeidung von Unwuchten hohe Fertigungsstoleranzen sowohl bei der Herstellung der einzelnen Bauteile als auch bei dem Zusammenfügen (Verschweißen) derselben eingehalten werden.

Demgegenüber ist es Aufgabe der Erfindung, einen Torsionsschwingungsdämpfer der eingangs genannten Art bereitzustellen, welcher bei einfacher Herstellung Unwuchten vermeidet.

Diese Aufgabe wird erfahrungsgemäß durch einen Torsionsschwingungsdämpfer der eingangs genannten Art gelöst, bei welchem die Positionierstufe und die Gegenangriffsformation in demselben radialen Bereich angeordnet sind. Dies ist deshalb vorteilhaft, weil die eine Seite ohnehin im Bereich der Gegenangriffsformation bei deren Herstellung stark deformiert werden muß, so daß der dabei entstehende deformierte Bereich der einen Seite unmittelbar als Positionierstufe ausgebildet werden kann. Es ist also möglich, die Zentrierstufe und die Gegenangriffsformation durch einen gemeinsamen (Umform-)Arbeitsschritt in einem geometrisch begrenzten Bereich unter Vermeidung von Unwuchten herzustellen.

Hinsichtlich der Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfers kann vorgesehen sein, daß die jeweils andere Seite von Primärseite und Sekundärseite ein erstes und ein zweites Deckscheibenelement umfaßt, welche in axialem Abstand zueinander angeordnet sind, und daß die eine Seite ein zentrales Scheibenelement umfaßt, welches axial zwischen dem ersten und dem zweiten Deckscheibenelement angeordnet ist, wobei an einem Deckscheibenelement das wenigstens eine Planetenrad drehbar angeordnet ist und wobei die Gegenangriffsformation an dem zentralen Scheibenelement an seiner dem einen Deckscheibenelement zugewandten Seite vorgesehen ist. Eine derartige Anordnung ermöglicht einen kompakten und raumsparenden Aufbau des Torsionsschwingungsdämpfers, da es möglich ist, in axialer Richtung die Deckscheibenelemente und dazwischen das wenigstens eine Planetenrad sowie das zentrale Scheibenelement jeweils mit geringem gegenseitigen Abstand anzuordnen. Ferner erlaubt eine derartige Anordnung die Ausbildung eines nach radial außen hin dicht abgeschlossenen Hohlraums zwischen den beiden Deckscheibenelementen, welcher mit einem hochviskosen Medium im Bereich der Dämpfungsanordnung zur Verstärkung der Dämpfungswirkung gefüllt werden kann.

Das zentrale Scheibenelement kann als Blechteil ausgebildet sein, welches durch einen oder mehrere Bearbeitungsvorgänge in eine in axialer Richtung gestufte Form gebracht wird. Bevorzugt ist dabei vorgesehen, daß die Gegenangriffsformation durch Umformen, vorzugsweise durch Prägen oder Stanzen, an dem zentralen Scheibenelement gebildet ist. Dies ermöglicht eine einfache und zugleich präzise Herstellung der Gegenangriffsformation und Positionierstufe an dem zentralen Scheibenelement unter Vermeidung von Unwuchten.

Die Erfindung betrifft ferner einen Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Primärseite, eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung bezüglich der Primärseite um eine erste Drehachse drehbare Sekundärseite, und wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse im wesentlichen parallele zweite Drehachse drehbares Planetenrad mit einer Planetenrad-Angriffsformation. Welche in ihrem der ersten Drehachse radial zugewandten Bereich mit einer radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation an der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden die eine Seite genannt, in Eingriff steht, wobei vorzugsweise die Gegenangriffsformation an der einen Seite integral angeformt ist, und wobei an der einen Seite ein scheibenförmiges

Schwungmassenelement angebracht ist. Bei einem derartigen Torsionsschwingungsdämpfer ist erfahrungsgemäß vorgesehen, daß an dem Schwungmassenelement eine Positionierangriffsformation ausgebildet ist und daß an der einen Seite eine Positioniergegenangriffsformation ausgebildet ist, wobei das Schwungmassenelement bei gegenseitigem Eingriff von Positionierangriffsformation und Positioniergegenangriffsformation relativ zur ersten Drehachse positioniert ist. Eine derartige Anbringung des Schwungmassenelements an der einen Seite hat neben einer exakten, spielfreien Positionierung den weiteren Vorteil, daß über die korrespondierenden Formationen Positionierangriffsformation und Positioniergegenangriffsformation – zwischen der einen Seite und dem Schwungmassenelement Kräfte in Umfangsrichtung übertragen werden können, was der Anordnung zusätzliche Stabilität verleiht. Bevorzugt sind die Positionierangriffsformation und Positioniergegenangriffsformation als korrespondierende Verzahnungen ausgebildet. Auch diese können auf einfache Weise durch Umformprozesse, wie beispielsweise Prägevorgänge, hergestellt werden. Die Verzahnungen können in axialer oder/und in radialer Richtung offene Verzahnungen sein.

Hinsichtlich einer einfachen und kostensparenden Herstellung des zentralen Scheibenelements kann bei dieser Alternative – ähnlich wie vorstehend bereits mit Bezug auf die Positionierstufe angegedeutet – auch vorgesehen sein, daß die Positionierangriffsformation und die Gegenangriffsformation an der einen Seite bezüglich der ersten Drehachse im wesentlichen in denselben radialen Bereichen ausgebildet sind. Dies ermöglicht ebenfalls eine Ausbildung von Positionierangriffsformation und Gegenangriffsformation an der einen Seite in einem Arbeitsschritt.

Es sei angemerkt, daß bei beiden Alternativen – Positionierstufe oder Positionierangriffsformation – zur Positionierung des Schwungmassenelements relativ zu der einen Seite zusätzlich eine gegenseitige Befestigung dieser Bauelemente erforderlich ist. Diese zusätzliche Befestigung kann über wenigstens ein Befestigungselement, beispielsweise durch Verschrauben, Vernieten oder dergleichen, erfolgen. Bevorzugt ist zur Vermeidung von Unwuchten jedoch vorgesehen, daß mehrere Befestigungselemente in symmetrischer Anordnung bezüglich der ersten Drehachse verwendet werden.

Gemäß einem weiteren Aspekt betrifft die Erfindung ferner einen Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebssstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Primärseite, eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung bezüglich der Primärseite um eine erste Drehachse drehbare Sekundärseite, und wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse im wesentlichen parallele zweite Drehachse drehbares Planetenrad mit einer Planetenrad-Angriffsformation, welche in ihrem der ersten Drehachse radial zugewandten Bereich mit einer Gegenangriffsformation an einem mit der Primärseite oder der Sekundärseite im folgenden die eine Seite genannt – drehbaren Sonnenrad in Eingriff steht. Bei einem derartigen Torsionsschwingungsdämpfer ist erfahrungsgemäß vorgesehen, daß an der einen Seite eine weitere Angriffsformation ausgebildet ist, welche mit der Gegenangriffsformation des Sonnenrads in Eingriff steht, um das wenigstens eine Planetenrad bei einer Relativdrehung zwischen Primärseite und Sekundärseite in Drehung zu versetzen. Das Sonnenrad ist dabei als gesondertes Element ausgebildet, welches mit seiner Gegenangriffsformation sowohl mit der Planetenrad-Angriffsformation als auch mit der weiteren Angriffsformation an der einen Seite in Eingriff steht. Hierdurch kann eine drehfeste Verbindung zwischen Sonnenrad und der einen Seite erreicht werden, ohne diese Seite mit dem Sonnenrad zusätzlich, beispielsweise

durch Verschweißen, verbinden zu müssen. Dies kann die Herstellung des Torsionsschwingungsdämpfers beträchtlich erleichtern, da die eine Seite mit der weiteren Angriffsformation und das Sonnenrad mit seiner Gegenangriffsformation jeweils gesondert hergestellt werden können und eine nachträgliche Verbindung dieser Bauteile, beispielsweise durch Verschweißen oder durch Verschrauben, nicht erforderlich ist.

Demgegenüber ist aus der DE 196 09 041 C2 ein Torsionsschwingungsdämpfer bekannt (siehe Fig. 4 und 5), bei welchem das Sonnenrad jeweils an einer Seite von Primärseite und Sekundärseite befestigt ist, nämlich entweder in Form des Hülsenelements am zentralen Scheibenelement durch Verschweißung (Fig. 4) oder in Form einer Winkelscheibe durch mechanische Befestigung an einem der beiden Deckscheibenelemente (Fig. 5). Beide Anordnungen des Stands der Technik unterliegen dem vorstehend bereits diskutierten Problem der Erzeugung von Unwuchten aufgrund einer exzentrischen Anbringung oder aufgrund der Art der Verbindung, wie beispielsweise bei ungleichmäßiger Verschweißung von Hülse und zentralem Scheibenelement der Fall. Diese Problematik wird durch die Erfindung gelöst.

Hinsichtlich des Aufbaus des erfahrungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers kann vorgesehen sein, daß die jetzweilige Seite von Primärseite und Sekundärseite ein erstes und ein zweites Deckscheibenelement umfaßt, welche im axialen Abstand zueinander angeordnet sind, und daß die eine Seite ein zentrales Scheibenelement umfaßt, welches axial zwischen dem ersten und dem zweiten Deckscheiben-element angeordnet ist, wobei an einem Deckscheibenelement das wenigstens eine Planetenrad drehbar angeordnet ist, wobei die weitere Angriffsformation am zentralen Scheibenelement an seiner der ersten Drehachse zugewandten Seite vorgesehen ist. Wie vorstehend bereits angegedeutet, hat dieser Aufbau verschiedene Vorteile, wie beispielsweise die Ausbildung einer abgedichten Kammer um das Dämpfungselement herum, in welche ein pastöses (hochviskoses) Medium zur Vergrößerung der Dämpfungswirkung eingefüllt werden kann. Ein weiterer Vorteil liegt in der durch diese Bauweise möglichen kompakten Bauform des Torsionsschwingungsdämpfers, insbesondere in axialer Richtung. Es sei angemerkt, daß das Planetenrad frei zwischen der Primärseite und der Sekundärseite oder an einer Seite von Primärseite und Sekundärseite drehbar angeordnet sein kann.

Zur Vermeidung von Unwuchten ist vorgesehen, daß das Sonnenrad über Positioniermittel relativ zu demjenigen Deckscheibenelement positioniert ist, an welchem das wenigstens eine Planetenrad drehbar angeordnet ist. Dadurch ist gewährleistet, daß das Sonnenrad und das mit diesem in Eingriff stehende Planetenrad ordnungsgemäß zueinander ausgerichtet sind und daß die um die erste Drehachse rotierenden Massen an dem betreffenden Deckscheibenelement keine Unwuchten hervorrufen, die das Übertragungs- und Dämpfungsverhalten des Torsionsschwingungsdämpfers beeinträchtigen.

Hinsichtlich einer einfachen Ausgestaltung der Positioniermittel ist vorgesehen, daß diese einen Positionierflansch und eine auf den Positionierflansch gelagerte, das Sonnenrad aufnehmende Positionierbuchse umfassen, wobei der Positionierflansch an demjenigen Deckscheibenelement vorgesehen ist, an welchem das wenigstens eine Planetenrad drehbar angeordnet ist. Der Positionierflansch kann dabei an dem zugehörigen Deckscheibenelement angeformt sein oder als zusätzliches Bauteil in Form eines Winkelrings an diesem befestigt sein. Ferner ist es möglich, daß Positionierflansch und Positionierbuchse neben ihrer Positionierungsfunktion (Zentrierfunktion) das Sonnenrad gegenüber dem

Deckscheibenelement auch in axialer Richtung sichern.

Wie vorangehend bereits erwähnt, kann zur Vergrößerung des Massenträgheitsmoments des zentralen Scheibenelements an diesem ein zur ersten Drehachse zentrisch angeordnetes scheibenförmiges Schwungmassenelement befestigt sein. Zur Positionierung des Schwungmassenelements in axialer oder/und radialer Richtung kann an diesem ein Positionierbereich und an dem Sonnenrad eine korrespondierender Positionierbereich ausgebildet sein, wobei das Schwungmassenelement unter Wechselwirkung der beiden Positionierbereiche relativ zur ersten Drehachse axial oder/ und radial positioniert ist. Die Befestigung von zentralem Scheibenelement und Schwungmassenelement kann, wie bereits erwähnt, über wenigstens ein Befestigungselement erfolgen.

Die Erfindung betrifft ferner einen Torsionsschwungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Primärseite, eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung bezüglich der Primärseite um eine erste Drehachse drehbare Sekundärseite, wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse im wesentlichen parallele zweite Drehachse drehbares Planetenrad mit einer Planetenrad-Angriffsformation, welche in ihrem der ersten Drehachse radial zugewandten Bereich mit einer bezüglich der ersten Drehachse radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation an einem mit der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden die eine Seite genannt, drehbaren Sonnenrad in Eingriff steht, wobei die eine Seite ein erstes und ein zweites Deckscheibenelement umfaßt, welche im axialen Abstand zueinander angeordnet sind, und wobei die jeweils andere Seite von Primärseite und Sekundärseite ein zentrales Scheibenelement umfaßt, welches axial zwischen dem ersten und dem zweiten Deckscheibenelement angeordnet ist und wobei ferner das Sonnenrad aus härterem Material gebildet ist, als wenigstens eines der Deckscheibenelemente. Durch eine derartige Ausgestaltung kann erreicht werden, daß das Sonnenrad, welches bei der Befestigung der einen Seite im Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs, beispielweise an der Kurbelwelle, durch mit hohem Drehmoment angezogene Befestigungsschrauben und bei der Drehmomentübertragung im Betrieb mechanisch stark beansprucht wird, entsprechend verschleißfest ausgebildet ist und eines der Deckscheibenelemente oder beide Deckscheibenelemente, welche bei der Befestigung der einen Seite im Antriebsstrang und im Betrieb mechanisch weniger beansprucht sind, aus einem weniger harten und somit leicht bearbeitbaren Material hergestellt sind. Dabei kann vorgesehen sein, daß das wenigstens eine der Deckscheibenelemente aus einfach umformbarem Material, vorzugsweise aus tiefziehfähigem Material, besonders bevorzugt aus STW-24 Stahl hergestellt ist. Ferner ist es möglich, daß das Sonnenrad aus einem härzbaren Material, vorzugsweise aus einem Einsatzstahl oder einem Vergütungsstahl hergestellt ist. Eine derartige Materialwahl gewährleistet eine fertigungstechnisch günstige Ausbildung der Deckscheibenelemente und des Sonnenrads, wobei das Sonnenrad nach durchgeführter Härtung die im Betrieb erforderlichen Festigkeitseigenschaften aufweist.

Die Erfindung betrifft ferner einen Torsionsschwungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine Primärseite, eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung bezüglich der Primärseite um eine erste Drehachse drehbare Sekundärseite, und wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse im wesentlichen parallele zweite Drehachse drehbares Planetenrad mit einer Planetenrad-Angriffsformation, welche mit einer Gegenangriffsformation an der Primärseite oder der Sekundärseite, nachfolgend die eine Seite genannt, in Eingriff steht, wobei

die Gegenangriffsformation an der einen Seite integral angeformt ist, wobei die Planetenrad-Angriffsformation und die Gegenangriffsformation von korrespondierenden Axialverzahnungen gebildet sind. Die Ausgestaltung der Gegenangriffsformation als Axialverzahnung ermöglicht eine weitere Vereinfachung des Herstellungsprozesses, da die Gegenangriffsformation in die eine Seite lediglich in axialer Richtung eingeformt (eingeprägt) werden muß. Ferner kann durch eine derartige Ausgestaltung der Planetenrad-Angriffsformation und der Gegenangriffsformation als korrespondierende Axialverzahnungen der für den erfundungsgemäßen Torsionsschwungsdämpfer erforderliche Bau Raum insbesondere in radialer Richtung verringert werden, da sich der Eingriffsbereich von Planetenrad-Angriffsformation und Gegenangriffsformation in axialer Richtung und nicht in radialer Richtung an das Planetenrad anschließt, und da der Angriffsbereich innerhalb des ohnehin von der einen Seite eingenommenen Volumenbereichs liegt, so daß durch diesen Eingriffsbereich kein zusätzlicher Bau Raum erforderlich ist.

Hinsichtlich der Ausgestaltung der Axialverzahnung kann vorgesehen sein, daß die Planetenrad-Angriffsformation oder/und die Gegenangriffsformation von Hirth-Verzahnungen gebildet sind.

Darüber hinaus kann vorgesehen sein, daß das wenigstens eine Planetenrad ferner eine bezüglich der zweiten Drehachse radial auswärts gerichtete Planetenrad-Stirnangriffsformation umfaßt. Diese Maßnahme ist insbesondere dann erforderlich, wenn wie nachfolgend noch näher erläutert, ein Hohlrad zwischen Primärseite und Sekundärseite vorgesehen ist. Bei der Herstellung des Planetenrads mit Axialverzahnung und radial auswärts gerichteter Stirnangriffsformation (Stirnverzahnung) gibt es grundsätzlich zwei Fertigungsalternativen. Einerseits ist es möglich, diese Verzahnungen durch Ausdrücken von Material aus dem Zahnlückebereich in den Zahnbereich der Zähne der Stirnverzahnung herzustellen, so daß die Stirnverzahnung in Axialrichtung verlängerte Zähne aufweist, deren in Axialrichtung vom Planetenrad vorstehende Abschnitte die Axialverzahnung bilden. Andererseits können in einen kreisscheibenförmigen Planetenradrohling im radial äußeren Bereich in axialer Richtung Zahnlücken eingeprägt werden, so daß in Prägerichtung (Axialrichtung) vorstehende Ausformungen entstehen, welche in radialer Richtung die Zahnlücken der Stirnverzahnung und in axialer Richtung die Zähne der Axialverzahnung des Planetenrads ergeben.

Das Vorsehen der Axialverzahnung am Planetenrad durch Verlängerung der Zähne der Stirnverzahnung in Axialrichtung hat zudem den Vorteil, daß dadurch Zähne mit einer bezüglich der zweiten Drehachse nach radial außen abnehmenden Zahnbreite (in Umlangsrichtung des Planetenrads) entstehen, welche zu der Form der sich bezüglich der ersten Drehachse in radialer Richtung nach innen verjüngenden Zahnlücken der Gegenangriffsformation korrespondieren. Dadurch lassen sich bei einfacher Herstellung der Axialverzahnungen günstige Eingriffs- und Abrollverhältnisse im Axialverzahnungsbereich schaffen.

Als weitere Maßnahme zur Dämpfung von Drehschwingungen zwischen Primärseite und Sekundärseite – zusätzlich zu der Dämpfungsanordnung und der Wirkung der Massenträgheitsmomente der sich bewegenden Teile – kann unabhängig von der jeweiligen erfundungsgemäßen Ausführung der Torsionsschwungsdämpfer zwischen Primärseite und Sekundärseite eine Reibeinrichtung aufweisen, welche einer Drehung der Sekundärseite relativ zur Primärseite entgegenwirkt. Eine derartige Reibeinrichtung kann von einem ringscheibenartigen Reibbelag gebildet sein, welcher jeweils an der Primärseite und der Sekundärseite

zur Anlage kommt, gegebenenfalls an der Primärseite oder der Sekundärseite befestigt ist. Um bei Verwendung einer Reibeinrichtung zwischen Primärseite und Sekundärseite weiterhin einen kompakten Aufbau mit geringer Längsstreckung in Achsrichtung zu gewährleisten, kann vorgesehen sein, daß die Reibeinrichtung bezüglich der ersten Drehachse radial innerhalb der Gegenangriffsformation und im wesentlichen in denselben axialen Bereich wie die Gegenangriffsformation oder/und die Positionierstufe des zentralen Scheibenelements angeordnet ist. Wie vorstehend bereits erläutert, weist das zentrale Scheibenelement im Schnitt insbesondere im Bereich der Gegenangriffsformation bzw. der Positionierstufe ein abgestuftes Profil auf. Dieses abgestufte Profil kann also dazu ausgenutzt werden, die Reibeinrichtung und die mit dieser in Anlage stehenden Bereiche von Primärseite und Sekundärseite in dem axialen Bereich anzutragen, über den sich die Gegenangriffsformation oder/und die Positionierstufe erstreckt, so daß das Vorsehen der Reibeinrichtung zu keiner Vergrößerung der Dimension des Torsionsschwingungsdämpfers in axialer Richtung führt.

Um das Massenträgheitsmoment des Torsionsschwingungsdämpfers bei einer Relativdrehung zwischen Primärseite und Sekundärseite weiter zu vergrößern, kann bei den vorstehend beschriebenen erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfern ein zwischen Primärseite und Sekundärseite relativ zu diesen drehbar um die erste Drehachse angeordnetes Hohlräder vorgesehen sein mit einer bezüglich der ersten Drehachse radial einwärts gerichteten Hohlräder-Angriffsformation, welche mit einem von der ersten Drehachse radial abgewandten Bereich der Planetenrad-Angriffsformation bzw. der Planetenrad-Stirnangriffsformation in Eingriff steht, um das Hohlräder bei einer Drehung des wenigsten einen Planetenrads in Drehung zu versetzen. Bei einer Relativdrehung zwischen Primärseite und Sekundärseite, wird aufgrund der miteinander in Eingriff stehenden Planetenrad-Angriffsformation und der Gegenangriffsformation am zentralen Scheibenelement bzw. am Sonnenrad das wenigstens eine Planetenrad um die diesem zugordnete zweite Drehachse gedreht. Diese Drehung des Planetenrads bewirkt aufgrund des gegenseitigen Eingriffs von Planetenrad-Angriffsformation bzw. Planetenrad-Stirnangriffsformation und Hohlräder-Angriffsformation wiederum eine Drehung des Hohlräders. Ein auf den Torsionsschwingungsdämpfer einwirkendes Torsionsmoment muß also zur Relativdrehung zwischen Primärseite und Sekundärseite zunächst die Massenträgheit von Primärseite und Sekundärseite inklusive eventuell angebrachter Schwingmassen sowie die Massenträgheit des wenigstens einen Planetenrads und des Hohlrads überwinden, bevor die Dämpfungsanordnung wirksam wird.

Das Hohlräder kann zwischen Primärseite und Sekundärseite, d. h. zwischen einem Deckscheibenlement und dem zentralen Scheibenelement, schwimmend gelagert sein. Ist eine Mehrzahl von Planetenräder vorgesehen, so positioniert sich das Hohlräder bei Drehung um die Planetenräder selbsttätig. Es ist auch denkbar, das Hohlräder in axialer Richtung zwischen Primärseite und Sekundärseite festzulegen. Hierzu kann vorgesehen sein, daß eine im Bereich zwischen einer Seite von Primärseite und Sekundärseite und dem Hohlräder angeordnete Feder, vorzugsweise Tellerfeder, das Hohlräder zur axialen Fixierung gegen die andere Seite von Primärseite und Sekundärseite drückt. Diese Maßnahme führt zu einer axialspielfreien Drehbewegung des Hohlrads und zu einer Verbesserung seiner Laufegenschaften. Gegebenenfalls kann das Hohlräder auch mit einer geringfügigen Beschichtung versehen sein.

Um einerseits die Herstellungskosten des erfundengemäßen

mäßen Torsionsschwingungsdämpfers zu verringern und um andererseits die miteinander in Eingriff stehenden Formationen (Verzahnungen) verschleißgünstig auszustalten, kann bei dem erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfer das wenigstens eine Planetenrad aus Kunststoff, vorzugsweise aus faserverstärktem Kunststoff, hergestellt sein. Ferner kann vorgesehen sein, daß die die Gegenangriffsformation und/oder gegebenenfalls die die weitere Angriffsformation aufweisende Seite von Primärseite und Sekundärseite und/oder gegebenenfalls das Sonnenrad und/oder gegebenenfalls das Hohlräder aus metallischem Werkstoff hergestellt sind. Eine derartige Materialkombination gewährleistet einen zuverlässigen Betrieb ohne das Erfordernis regelmäßiger Schmierung.

Hinsichtlich der Ausbildung der einzelnen Angriffsformationen, d. h. der Planetenrad-Angriffsformation, der Gegenangriffsformation, gegebenenfalls der weiteren Angriffsformation und gegebenenfalls der Hohlräder-Angriffsformation ist nachzutragen, daß diese von korrespondierenden Stimverzahnungen gebildet sein können. Alternativ können die vorstehend genannten Angriffsformationen auch von miteinander in Reibeinrichtung stehenden Reibflächen gebildet sein.

Im folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der beiliegenden Figuren erläutert. Es stellen dar:

Fig. 1 einen teilweisen achsenthaltenden Längsschnitt durch ein erstes Ausführungsbeispiel des erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfers;

Fig. 2 eine Ansicht gemäß Fig. 1 einer abgewandelten zweiten Ausführungsform des erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfers;

Fig. 3 eine Ansicht gemäß Fig. 1 einer dritten Ausführungsform des erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfers;

Fig. 4 eine Ansicht gemäß Fig. 1 einer vierten Ausführungsform des erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfers; und

Fig. 5 eine Ansicht gemäß Fig. 1 einer fünften Ausführungsform des erfundengemäßen Torsionsschwingungsdämpfers.

In Fig. 1 ist ein erfundengemäßer Torsionsschwingungsdämpfer allgemein mit 10 bezeichnet. Die Darstellung zeigt die obere Hälfte eines Längsschnitts durch den zu einer Drehachse A rotationssymmetrischen Torsionsschwingungsdämpfer 10. Dieser Torsionsschwingungsdämpfer 10 umfaßt eine Primärseite 12, die beispielsweise zum drehfesten Verbinden mit einer Antriebswelle, z. B. einer Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, vorgesehen ist, sowie eine Sekundärseite 14, die zur Verbindung mit einer Kraftfahrzeugkupplung vorgesehen ist bzw. bereits einen Teil einer derartigen Kupplung bildet. Die Primärseite 12 und die Sekundärseite 14 sind über ein Lagerelement, vorzugsweise eine Gleitlagerbuchse 16 drehbar aneinander gelagert. Die Primärseite 12 umfaßt eine scheibenartig ausgebildete Primärschwungmasse 18, in deren radial äußeren, im wesentlichen zylindrischen Bereich 20 ein ringförmiges Massenteil 22 befestigt ist, welches der Erhöhung des Massenträgheitsmoments der Primärseite 12 dient. An dem zylindrischen Bereich 20 ist ferner ein Anlasserzahnkranz 24 angebracht. Mit dem zylindrischen Bereich 20 ist ferner ein im wesentlichen kreisringartig aufgebautes Scheibenelement 26 in einem radial äußeren Bereich desselben durch Verschweißen drehfest verbunden. Die Primärschwungmasse 18 und das Scheibenelement 26 bilden somit einen im wesentlichen ringartigen, nach radial außen hin abgeschlossenen Raum. Im radial inneren Bereich 28 ist die Primärschwungmasse 18 ebenfalls zylinderförmig zur Anbringung des Lagerelementes 16 ausgebildet.

ments 16 ausgebildet.

Die Sekundärseite 14 umfaßt ein zentrales Scheibenelement 30, das in seinem radial inneren Bereich 32 über das Lagerelement 16 an der Primärseite 12 axial und radial gelagert ist. Das zentrale Scheibenelement 30 weist im Schnitt eine gestufte Kontur auf. Ausgehend von der Drehachse A ist etwa im Bereich der Hälfte der Radialdimension des zentralen Scheibenelements 30 ein Schwunggrad 34 über ein durch einen Schraubenkopf angedeutetes Befestigungsmittel 36 befestigt. Das Schwunggrad 34 weist an seinem radial inneren Bereich einen Positionierflansch 38 auf, der mit einer im entsprechenden Bereich des zentralen Scheibenelements 30 ausgebildeten Positionierstufe 40 zusammenwirkt. Die Positionierstufe 40 erstreckt sich derart weit in Richtung des Schwunggrades 34, daß sich im Bereich radial außerhalb der Positionierstufe 40 zwischen dem Schwunggrad 34 und dem zentralen Scheibenelement 30 ein ringförmiger nach radial außen offener Zwischenraum 42 ausbildet, in welchem das an der Primärschwungmasse 18 befestigte Scheibenelement 26 rotieren kann.

In dem sich an die Positionierstufe 40 (Zentrierstufe) radial einwärts anschließenden Bereich 42 ist eine nach radial außen weisende Stirnverzahnung 44 in das zentrale Scheibenelement 30 eingeformt, vorzugsweise eingeprägt. Die Stirnverzahnung 44 bzw. der Bereich 42 liegen in einer zu der Primärseite 12 hin versetzten Stufe des zentralen Scheibenelements 30.

Wie aus Fig. 1 ersichtlich, weist die Primärschwungmasse 18 in Umfangsrichtung verteilt eine Mehrzahl von auf das zentrale Scheibenelement 30 zu gerichteten topfartigen Ausformungen 46 auf, auf welchen jeweils – gegebenenfalls über eine Lageranordnung – ein Planetenrad 48 mit einer Außenverzahnung 50 um eine Achse P drehbar gelagert ist. Die Planetenräder 48 kämmen mit ihrer Außenverzahnung (Stirnverzahnung) 50 mit der in das zentrale Scheibenelement 30 eingeformten Stirnverzahnung 44.

Ferner ist radial außerhalb der Planetenräder 48 ein Hohlrad 52 zwischen der Primärschwungmasse 18 und dem zentralen Scheibenelement 30 schwimmend angeordnet, welches eine Innenverzahnung 54 aufweist, die jeweils mit den Außenverzahnungen 50 der einzelnen Planetenräder 48 in Eingriff steht. Werden Primärseite 12 und Sekundärseite 14 durch Torsionsschwingungen oder Drehmomenteinleitung bezüglich einander verdreht, so werden auch über die miteinander kämmenden Verzahnungen 44, 50 die Planetenräder 48 und über die miteinander kämmenden Verzahnungen 50, 54 das Hohlrad in Drehung versetzt. Bei dieser Drehung trägt die zur Beschleunigung der Massen der Planetenräder 48 und des Hohlrad 52 erforderliche Energieabfuhr zur Schwingungsdämpfung bei. Um Primärseite 12 und Sekundärseite 14 sowie das Hohlrad 52 axial zueinander auszurichten, ist zwischen dem zentralen Scheibenelement 30 und dem Scheibenelement 26 eine Tellerfeder 56 angeordnet. Wie in Fig. 2 angegedeutet, kann die Tellerfeder 56 auch zwischen der Primärschwungmasse 18 und dem Hohlrad 52 angeordnet sein.

Wie in Fig. 1 weiter zu erkennen, ist im radial äußeren Bereich des zentralen Scheibenelements 30 eine Dämpfungseinrichtung 58 wirksam. Genau gesagt, wirkt diese Dämpfungseinrichtung 58 zwischen der Primärseite 12 und der Sekundärseite 14, d. h. zwischen der Primärschwungmasse 18 bzw. dem Scheibenelement 26 einerseits und dem zentralen Scheibenelement 30 andererseits. Diese Dämpfungseinrichtung 58 umfaßt eine Mehrzahl von bezüglich der Achse A in Umfangsrichtung aufeinanderfolgend angeordneten Federn 60, welche sich an der Primärseite 12 bzw. der Sekundärseite 14 abstützen. Bei einer Anordnung von mehreren Federn 60 zwischen Primärseite 12 und Sekundär-

seite 14 sind zwischen den einzelnen Federn 60 jeweils Gleitschuhe 62 vorgesehen, welche an der Innenumfangsfäche des zylindrischen Bereichs 20 der Primärschwungmasse 18 in Umfangsrichtung abgleiten können und somit eine Kraftumlenkung zwischen den jeweiligen Dämpferfedern 60 vorsehen. Um eine Krafteinleitung der jeweiligen Dämpferfeder 60 auf die Primärseite 12 bzw. die Sekundärseite 14 zu erhalten, weist das zentrale Scheibenelement 30 in seinem radial äußeren Bereich radiale Vorsprünge 64 auf, die sich in Umfangsrichtung jeweils zwischen den Bereichen zweier unmittelbar aufeinanderfolgender Federn 60 verschiedener Gruppen von Federn 60 erstrecken. Jedem der Vorsprünge 64 am zentralen Scheibenelement 30 zugeordnet weisen die Primärschwungmasse 18 und das Scheibenelement 26 einen jeweiligen Mitnahmebereich 66 bzw. 68 auf. Verdrehen sich Primärseite 12 und Sekundärseite 14 um die Drehachse A bezüglich einander, so stützt sich eine Gruppe von Federn 60 mit ihrem einen Ende an den Mitnahmebereichen 66, 68 der Primärseite, d. h. der Primärschwungmasse 18 und des Scheibenelements 26 ab, und das andere Ende der Gruppe von Federn 60 stützt sich am zugehörigen radialen Vorsprung 64 des zentralen Scheibenelements 30 ab. Dabei wirken die Federn 60 einer derartigen Relativdrehung zwischen Primärseite 12 und Sekundärseite 14 entgegen und dämpfen zwischen diesen wirkende Torsionsschwingungen.

Im radial inneren Bereich ist zwischen Primärseite 12 und Sekundärseite 14 eine Reibeinrichtung 70 vorgesehen. Diese umfaßt einen ringsförmigen Reibbelag 72, welcher einerseits an einer radial innerhalb des Stirnverzahnungsbereichs 42/44 liegenden Stufe 74 und andererseits an einem radial äußeren Bereich eines Reibscheibenelements 76 angeordnet ist. Das Reibscheibenelement 76 ist über ein zusätzliches Befestigungsmittel 77, beispielsweise einer Kopfschraube oder einem Niet, nahe des zylindrischen radial inneren Bereichs 28 der Primärschwungmasse 18 befestigt. Das Befestigungsmittel 77 dient zur Befestigung der Primärseite 12 an einer nicht dargestellten Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine eines Fahrzeugs.

In Fig. 2 ist eine Abwandlung 10' des Torsionsschwingungsdämpfers 10 nach Fig. 1 dargestellt, wobei gleiche Komponenten mit denselben Bezugssymbolen wie in Fig. 1 bezeichnet sind. Im folgenden werden nur die Unterschiede zwischen den Torsionsschwingungsdämpfern gemäß Fig. 1 und 2 beschrieben. Abgewandelte Teile tragen jeweils mit einem Apostroph ergänzte Bezugssymbole.

Der Torsionsschwingungsdämpfer 10' gemäß Fig. 2 unterscheidet sich im wesentlichen in der Ausgestaltung des zentralen Scheibenelements 30' von dem Torsionsschwingungsdämpfer 10 gemäß Fig. 1 und zwar im radialen Bereich der Stirnverzahnung 44'. Auf der der Stirnverzahnung 44' entgegengesetzten Seite des zentralen Scheibenelements 30' ist in diesem radialen Bereich bezüglich der Drehachse A eine Axialverzahnung 78 in das zentrale Scheibenelement 30' eingeformt. Die Axialverzahnung 78 wirkt mit einer schwunggradseitigen Axialverzahnung 80 zusammen, welche wiederum in das Schwunggrad 34' eingeformt ist. Die in Eingriff stehenden Axialverzahnungen 78 und 80 können bei einer Drehung der Sekundärseite 14 aufgrund unterschiedlicher Massenträgheit zwischen zentralem Scheibenelement 30' und Schwunggrad 34' wirkende Torsionskräfte zwischen diesen Bauteilen sicher übertragen. Es sei angemerkt, daß das zentrale Scheibenelement 30' und das Schwunggrad 34' zusätzlich zu den miteinander in Eingriff stehenden Verzahnungen 78 und 80 noch über eine Mehrzahl von Befestigungsmitteln aneinander befestigt sind, wie durch die strichpunktiierte Linie 82 angedeutet.

Ferner sei angemerkt, daß sich die Stirnverzahnungen 44'

und 78 am zentralen Scheibenelement 30' sowie die Stufe im Bereich 42 durch einen einzigen Arbeitsschritt bei der Herstellung des zentralen Scheibenelements 30' herstellen lassen.

Fig. 3 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfundungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers 10", wobei wiederum gleiche Komponenten wie in dem ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 und 2 mit denselben Bezugszeichen bezeichnet sind und nicht näher beschrieben werden. Im Vergleich zu Fig. 1 abgewandelte Teile tragen mit zwei Apostrophen ergänzte Bezugssymbolen.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 unterscheidet sich von den Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 1 und 2 durch die Gestaltung der Bewegungskopplung zwischen Sekundärseite 14 und Planetenräder 48, und insbesondere durch die Gestaltung des zentralen Scheibenelements 30".

Das zentrale Scheibenelement 30" erstreckt sich in radial einwärts Richtung bezüglich der Drehachse A lediglich in den bezüglich der Drehachse A radial einwärts liegenden Bereich der Planetenräder 48. Am radial inneren Bereich des zentralen Scheibenelements 30" ist eine radial einwärts gerichtete Stirnverzahnung 84 ausgebildet. Diese Stirnverzahnung 84 steht mit einer an einem Sonnenrad 86 angeformten Stirnverzahnung 88 im Eingriff. Die Stirnverzahnung 88 des Sonnenrads weist eine derartige Breite auf, daß sowohl die Stirnverzahnung 84 des zentralen Scheibenelements 30" als auch die Stirnverzahnung 50 der Planetenräder 48 mit dieser kämmen können. Das Sonnenrad 86 ist als außenverzahnter Ring ausgebildet, welcher über eine Winkelbuchse 90 und einen Winkelring 92 gegenüber der scheibenförmigen Primärschwungmasse 18 bezüglich der Achse A positioniert (zentriert) und drehbar gelagert ist. Dabei ist der Winkelring 92 über Befestigungselemente 93 an der Primärschwungmasse 18 befestigt. Die Befestigungselemente 93 dienen auch zur Befestigung der Primärseite 12 an einer nicht dargestellten Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine. Die Winkelbuchse 90 kann günstig ausgestaltet sein oder auch als Reibeinrichtung zwischen Primärseite 12 und Sekundärseite 14" wirken.

An dem in axialer Richtung von der Primärschwungmasse 18 entfernten Bereich des Sonnenrads 86 ist eine Positionierstufe 94 ausgebildet, welche mit einer korrespondierenden Positionierfläche 96 am radial inneren Bereich des Schwungrads 34" zusammenwirkt. Es sei angemerkt, daß das Schwungrad 34" und das zentrale Scheibenelement 30", wie vorangehend mit Bezug auf Fig. 1 und 2 bereits beschrieben, über mehrere Befestigungselemente 36 miteinander verbunden sind. Die Positionierstufe 94 und die korrespondierende Positionierfläche 96 bewirkt also eine Positionierung der Sekundärseite 14 gegenüber der Primärseite 12, da das Sonnenrad bereits über die Winkelbuchse 90 und den Winkelring 92 gegenüber der Primärseite 12 positioniert ist.

Verdrehen sich Primärseite 12 und Sekundärseite 14 bezüglich einander, so verdreht sich – aufgrund der in Umfangsrichtung verlaufenden und miteinander in Eingriff stehenden Verzahnungen 84 und 88 des zentralen Scheibenelements 30" bzw. des Sonnenrads 86 – das Sonnenrad 86 mit dem zentralen Scheibenelement 30", d. h. mit der Sekundärseite 14", und treibt die Planetenräder 48 an, welche ihrerseits wiederum, wie vorstehend bereits erläutert, das Hohlrad 52 antreiben. Im übrigen weist der Torsionsschwingungsdämpfer 10" dieselbe Funktionsweise auf, wie mit Bezug auf die Torsionsschwingungsdämpfer 10 und 10' gemäß Fig. 1 und 2 beschrieben.

Fig. 4 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfundungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers 10", wobei wiederum gleiche Komponenten wie in den vorangehenden

Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 1 bis 3 mit denselben Bezugszeichen bezeichnet sind und nicht näher beschrieben werden. Im Vergleich zu Fig. 1 abgewandelte Teile tragen mit 3 Apostrophien ergänzte Bezugssymbole. Der obere Bereich des Torsionsschwingungsdämpfers ist in Fig. 4 weggeschnitten.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 unterscheidet sich von den vorangehend beschriebenen Ausführungsbeispielen insbesondere durch die Ausgestaltung des Planetengetriebes. Die Primärschwungmasse 18" ist im wesentlichen scheibenförmig ausgebildet und weist in der Drehachse A zugewandten Bereich des Planetenrads 48" eine eingeprägte Axialverzahnung 98 auf. Das Planetenrad 48" ist am zentralen Scheibenelement 30" auf einer in dieses eingeprägten topfartigen Ausformung 100 drehbar gelagert und weist an seinem Außenumfang eine Stirnverzahnung 50a auf, welche mit der Innenverzahnung 54 des Hohlrads 52 in Eingriff steht. Die Zähne der Stirnverzahnung 50a des Planetenrads 48" sind in axialer Richtung auf die Primärschwungmasse 18" zu verlängert und bilden damit eine Axialverzahnung 50b, welche mit der Axialverzahnung 98 an der Primärschwungmasse 18" in Eingriff steht. Bei einer Relativdrehung zwischen Primärseite 12" und Sekundärseite 14" kommt es über die miteinander in Eingriff stehenden Axialverzahnungen 50b und 98 zu einer Drehung des Planetenrads 48", welches wie vorstehend beschrieben diese Drehung auf das Hohlrad 52 über die miteinander in Eingriff stehenden Stirnverzahnungen 50a und 54 überträgt.

Ferner ist in Fig. 4 im zentralen Scheibenelement 30" in seinem radial inneren Bereich eine Ausnehmung 102 gezeigt, welche Zugang zu dem Befestigungselement 93 verschafft. Die Reibeinrichtung 70" ist im wesentlichen entsprechend der Reibeinrichtung 70 aus Fig. 1 ausgebildet. In Fig. 4 ist ferner eine Kurbelwelle 104 angedeutet, welche mit der Primärseite 12" über eine Mehrzahl von Befestigungselementen 93 drehfest verbunden ist.

Das Schwungrad 34" ist an seinem radial innen liegenden Bereich 106 über einen Positionierbereich 108 gegenüber dem zentralen Scheibenelement 34" positioniert.

Fig. 5 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfundungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers 10", wobei wiederum gleiche Komponenten wie in den vorangehend beschriebenen Ausführungsbeispielen mit denselben Bezugszeichen bezeichnet sind und nicht näher beschrieben werden. Im Vergleich zu den vorangehend beschriebenen Ausführungsbeispielen abgewandelte Teile tragen mit 4 Apostrophien ergänzte Bezugssymbole.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 unterscheidet sich von den vorangehend beschriebenen Ausführungsbeispielen durch die Ausgestaltung des Planetengetriebes, insbesondere im Bereich eines Sonnenrads 110.

Das Sonnenrad 110, welches zugleich als Reibscheiben-element für die Reibeinrichtung 70 dient, weist in seinem radial äußeren Bereich eine Stirnverzahnung 44" auf, welche mit der Außenverzahnung 50 des Planetenrads 48 in Eingriff steht. Das Planetenrad 48 steht mit seiner Außenverzahnung 50 mit einer Innenverzahnung 54 des Hohlrads 52 in Eingriff. Das Sonnenrad 110 ist über Befestigungselemente 93 an der Primärseite 12" festgelegt, wobei die Befestigungselemente 93 einer festen Verschraubung der Primärseite 12" mit einer in Fig. 5 nicht dargestellten Kurbelwelle (siehe Bezugssymbolen 104 in Fig. 4) dienen. Das Planetenrad 48 ist wie bereits mit Bezug auf Fig. 4 beschrieben, über die topfartige Ausformung 100 am zentralen Scheibenelement 30" festgelegt. Die Ausführungsform gemäß Fig. 5 hat den fertigungstechnischen Vorteil, daß sämtliche Teile der Primärseite 12", insbesondere die Primärschwungmasse 18" aus einfach umformbarem Material hergestellt

sind und daß lediglich das aufgrund der Verschraubung mit der Kurbelwelle über die Befestigungselemente 93 und gegebenenfalls im Betrieb mechanisch stark beanspruchte Sonnenrad 110 aus einem härteren Material hergestellt ist. Dadurch wird insbesondere einem "Eingraben" der Köpfe der Befestigungselemente in das Sonnenrad 110 entgegengewirkt. In entsprechender Weise ist das zentrale Scheiben-element 30^{'''} aus einem relativ weichen, d. h. leicht umformbaren Material hergestellt. Ein derartiger Aufbau aus Bauteilen unterschiedlicher Materialien, wobei lediglich die mechanisch stark beanspruchten Bauteile aus härteren Materialien hergestellt sind, erleichtert die Herstellung und reduziert damit Herstellungskosten, wobei die mechanische Belastbarkeit des Torsionsschwingungsdämpfers aufrechterhalten wird.

Ergänzend sei hinzugefügt, daß die voranstehend beschriebenen Torsionsschwingungsdämpfer gemäß Fig. 1 bis 5 in axialer Richtung wegen des ineinander geschachtelten Aufbaus von Primärschwungmasse 18, zentralem Scheiben-element 30, Scheibenelement 26 und Schwungrad 34 zusammenhalten.

Ferner sei ergänzt, daß in die von Primärschwungmasse 18 und Scheibenelement 26 in axialer Richtung sowie vom radial äußeren Bereich 20 nach radial außen begrenzte Kammer ein viskos Medium eingefüllt werden kann, welches die Dämpfungswirkung der Kupplung weiter erhöht.

Patentansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend:

- eine Primärseite (12),
- eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung (58) bezüglich der Primärseite (12) um eine erste Drehachse (A) drehbare Sekundärseite (14), und
- wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse (A) im wesentlichen parallele zweite Drehachse (P) drehbares Planetenrad (48) mit einer Planetenrad-Angriffsformation (50), welche in ihrem der ersten Drehachse (A) radial zugewandten Bereich mit einer radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation (44) an der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden genannt die eine Seite, in Eingriff steht,

wobei die Gegenangriffsformation (44) an der einen Seite (14) integral angeformt ist, und wobei an der einen Seite (14) ein scheibenförmiges Schwungmassenelement (34) angebracht ist, das bezüglich der einen Seite vermittels einer an der einen Seite vorgesehenen Positionierstufe positioniert ist, dadurch gekennzeichnet,

dab die Positionierstufe (40) und die Gegenangriffsformation in demselben radialen Bereich angeordnet sind.

2. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das wenigstens eine Planetenrad (48) an der jeweils anderen Seite (12) von Primärseite und Sekundärseite drehbar angeordnet ist.

3. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die andere Seite (12) ein erstes und ein zweites Deckscheiben-element (18, 26) umfaßt, welche in axialen Abstand zueinander angeordnet sind, und daß die eine Seite (14) ein zentrales Scheiben-element (30) umfaßt, welches axial zwischen dem ersten und dem zweiten Deckscheiben-element (18, 26) angeordnet ist, wobei an einem Deckscheiben-element (18) das wenig-

stens eine Planetenrad (48) drehbar angeordnet ist und wobei die Gegenangriffsformation (44) an dem zentralen Scheiben-element (30) an seiner dem einen Deckscheiben-element (18) zugewandten Seite vorgesehen ist.

4. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Gegenangriffsformation (44) durch Umformen, vorzugsweise durch Prägen oder Stanzen, an dem zentralen Scheiben-element (30) gebildet ist.

5. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Positionierstufe (40) in einem Arbeitsschritt zusammen mit der Gegenangriffsformation (44) hergestellt ist.

6. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend:

- eine Primärseite (12),
- eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung (58) bezüglich der Primärseite (12) um eine erste Drehachse (A) drehbare Sekundärseite (14), und
- wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse (A) im wesentlichen parallele zweite Drehachse (P) drehbares Planetenrad (48) mit einer Planetenrad-Angriffsformation (50), welche in ihrem der ersten Drehachse (A) radial zugewandten Bereich mit einer radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation (44') an der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden die eine Seite genannt, in Eingriff steht;

wobei vorzugsweise die Gegenangriffsformation (44') an der einen Seite (14) integral angeformt ist, und wobei an der einen Seite (14) ein scheibenförmiges Schwungmassenelement (34') angebracht ist, dadurch gekennzeichnet, daß an dem Schwungmassenelement (34') eine Positionierangriffsformation (80) ausgebildet ist und daß an der einen Seite eine Positioniergegenangriffsformation (78) ausgebildet ist, wobei das Schwungmassenelement (34') bei gegenseitigem Eingriff von Positionierangriffsformation (80) und Positioniergegenangriffsformation (78) relativ zur ersten Drehachse (A) positioniert ist.

7. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Positionierangriffsformation (80) und die Positioniergegenangriffsformation (78) von korrespondierenden Verzahnungen gebildet sind.

8. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Positionierangriffsformation (80) und die Gegenangriffsformation (44') im wesentlichen in demselben radialen Bereich ausgebildet sind.

9. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 6-8, dadurch gekennzeichnet, daß die Positionierangriffsformation (80) in einem Arbeitsschritt zusammen mit der Gegenangriffsformation (44') hergestellt ist.

10. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend

- eine Primärseite (12),
- eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung (58) bezüglich der Primärseite (12) um eine erste Drehachse (A) drehbare Sekundärseite (14''),
- wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse (A) im wesentlichen parallele zweite Drehachse (P) drehbares Planetenrad (48) mit einer Planeten-

rad-Angriffsformation (50), welche in ihrem der ersten Drehachse (A) radial zugewandten Bereich mit einer bezüglich der ersten Drehachse (A) radial auswärts gerichteten Gegenangriffsformation (88) an einem mit der Primärseite oder der Sekundärseite, im folgenden die eine Seite genannt, drehbaren Sonnenrad (86) in Eingriff steht, dadurch gekennzeichnet, daß an der einen Seite (14") eine weitere Angriffsformation (84) ausgebildet ist, welche mit der Gegenangriffsformation (88) des Sonnenrads (86) in Eingriff steht, um das wenigstens eine Planetenrad (48) bei einer Relativdrehung zwischen Primärseite (12) und Sekundärseite (14") in Drehung zu versetzen.

11. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das wenigstens eine Planetenrad (48) an der jeweils anderen Seite (12) von Primärseite und Sekundärseite drehbar angeordnet ist.

12. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die andere Seite (12) ein erstes und ein zweites Deckscheibenelement (18, 26) umfaßt, welche im axialen Abstand zueinander angeordnet sind, und daß die eine Seite (14") ein zentrales Scheibenelement (30") umfaßt, welches axial zwischen dem ersten und dem zweiten Deckscheibenelement (18, 26) angeordnet ist, wobei an einem Deckscheibenelement (18) das wenigstens eine Planetenrad drehbar angeordnet ist und wobei die weitere Angriffsformation (84) am zentralen Scheibenelement (30") an seiner der ersten Drehachse (A) zugewandten Seite vorgesehen ist.

13. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Sonnenrad (86) über Positioniermittel (90, 92) relativ zu demjenigen Deckscheibenelement (18) positioniert ist, an welchem das wenigstens eine Planetenrad (48) drehbar angeordnet ist.

14. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Positioniermittel einen Positionierflansch (92) und eine auf diesem gelagerte das Sonnenrad (86) aufnehmende Positionierbuchse (90) umfassen, wobei der Positionierflansch (92) an demjenigen Deckscheibenelement (18) vorgesehen ist, an welchem das wenigstens eine Planetenrad (48) drehbar angeordnet ist.

15. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß an dem zentralen Scheibenelement (30") an seiner von dem wenigstens einen Planetenrad (48) abgewandten Seite ein zur ersten Drehachse (A) zentrisch angeordnetes scheibenförmiges Schwungmassenelement (34") befestigt ist.

16. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß an dem Schwungmassenelement (34") ein Positionierbereich (96) ausgebildet ist und daß an dem Sonnenrad (86) ein korrespondierender Positionierbereich (94) ausgebildet ist, wobei das Schwungmassenelement (34") unter Wechselwirkung der beiden Positionierbereiche (94, 96) axial oder/und radial zur ersten Drehachse (A) positioniert ist.

17. Torsionsschwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 10 oder/und nach einem der Ansprüche 11 oder 13-16, wobei die eine Seite (12") ein erstes und ein zweites Deckscheibenelement (18", 26) umfaßt, welche im axialen Abstand zueinander angeordnet sind, und wobei die jeweils andere Seite (14") von Primärseite

und Sekundär-Seite ein zentrales Scheibenelement (30'') umfaßt, welches axial zwischen dem ersten und dem zweiten Deckscheibenelement (18'', 26) angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Sonnenrad (110) aus härterem Material gebildet ist, als wenigstens eines der Deckscheibenelemente (18'', 26).

18. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß das wenigstens eine der Deckscheibenelemente (18'', 26) aus einfach umformbarem Material, vorzugsweise aus tiefziehfähigem Material, besonders bevorzugt aus STW-24 Stahl hergestellt ist.

19. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 17 oder 18, dadurch gekennzeichnet, daß das Sonnenrad (110) aus einem härzbaren Material, vorzugsweise aus einem Einsatzstahl oder einem Vergütungsstahl hergestellt ist.

20. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 17-19, dadurch gekennzeichnet, daß das wenigstens eine Planetenrad (48) an dem zentralen Scheibenelement (30'') angeordnet ist.

21. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenrad-Angriffsformation (50), die Gegenangriffsformation (44; 44'; 44'') und gegebenenfalls die weitere Angriffsformation (84) von korrespondierenden Stirnverzahnungen gebildet sind.

22. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend:

- eine Primärseite (12"),
- eine gegen die Wirkung einer Dämpfungsanordnung (58) bezüglich der Primärseite (12") um eine erste Drehachse (A) drehbare Sekundärseite (14''), und
- wenigstens ein um eine zur ersten Drehachse (A) im wesentlichen parallele zweite Drehachse (P) drehbares Planetenrad (48'') mit einer Planetenrad-Angriffsformation (50b), welche mit einer Gegenangriffsformation (98) an der Primärseite oder der Sekundärseite, nachfolgend die eine Seite (14'') genannt, in Eingriff steht,

wobei die Gegenangriffsformation an der einen Seite (14'') integral angeformt ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenrad-Angriffsformation (50b) und die Gegenangriffsformation (98) von korrespondierenden Axialverzahnungen gebildet sind.

23. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenrad-Angriffsformation (50b) oder/und die Gegenangriffsformation (98) von Hirth-Verzahnungen gebildet sind.

24. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 22 oder 23, dadurch gekennzeichnet, daß das wenigstens eine Planetenrad (48'') ferner eine bezüglich der zweiten Drehachse (P) radial auswärts gerichtete Planetenrad-Stirnangriffsformation (50a) umfaßt.

25. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Primärseite (12; 12"; 12'') und Sekundärseite (14; 14'; 14"; 14'') eine Reibeinrichtung (70; 70'') vorgesehen ist, welche einer Drehung der Sekundärseite (14; 14'; 14"; 14'') relativ zur Primärseite (12; 12"; 12'') entgegenwirkt.

26. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibeinrichtung (70; 70'') bezüglich der ersten Drehachse (A) radial innerhalb der Gegenangriffsformation (44; 44'; 44'') und im wesentlichen in demselben axialen Bereich wie die Ge-

genangriffsformation (44; 44'; 44'') oder/und die Positionierstufe (40) angeordnet ist.

27. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch ein zwischen Primärseite (12; 12'; 12'') und Sekundärseite (14; 14'; 14'') relativ zu diesen drehbar um die erste Drehachse (A) angeordnetes Hohlrad (52) mit einer bezüglich der ersten Drehachse (A) radial einwärts gerichteten Hohlrad-Angriffsformation (54), welche mit einem von der ersten Drehachse (A) radial abgewandten Bereich der Planetenrad-Angriffsformation (50) bzw. der Planetenrad-Sturmangriffsformation (50a) in Eingriff steht, um das Hohlrad (52) bei einer Drehung des wenigstens einen Planetenrads (48; 48'') in Drehung zu versetzen.

28. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß eine im Bereich zwischen der Primärseite oder der Sekundärseite und dem Hohlrad (52) angeordnete Feder (56), vorzugsweise Tellerfeder, das Hohlrad (52) zur axialen Fixierung gegen die jeweils andere Seite (14; 14') von Primärseite und Sekundärseite drückt.

29. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das wenigstens eins Planetenrad (48; 48'') aus Kunststoff, vorzugsweise aus faserverstärktem Kunststoff, hergestellt ist.

30. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die die Gegenangriffsformation (44; 44') und/oder gegebenenfalls die die weitere Angriffsformation (84) aufweisende Seite (14; 14'; 14'') der Primärseite und der Sekundärseite und/oder gegebenenfalls das Sonnenrad (86) und/oder gegebenenfalls das Hohlrad (52) aus metallischem Werkstoff hergestellt sind.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

Fig. 1

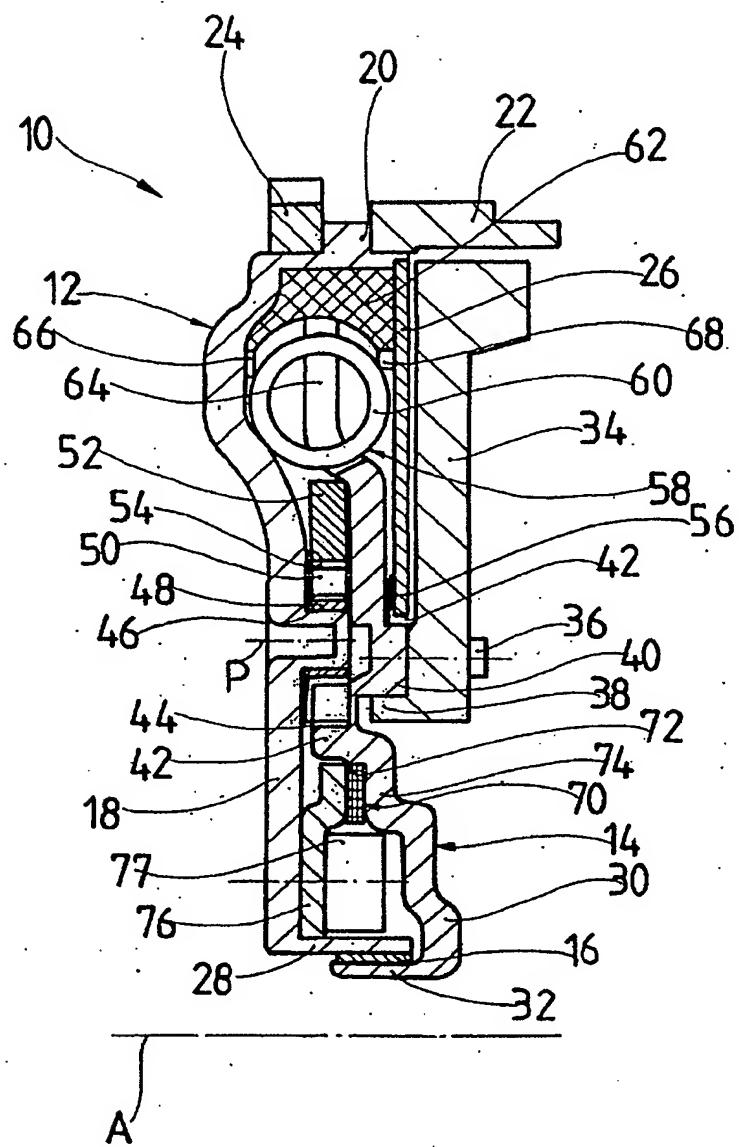


Fig. 2

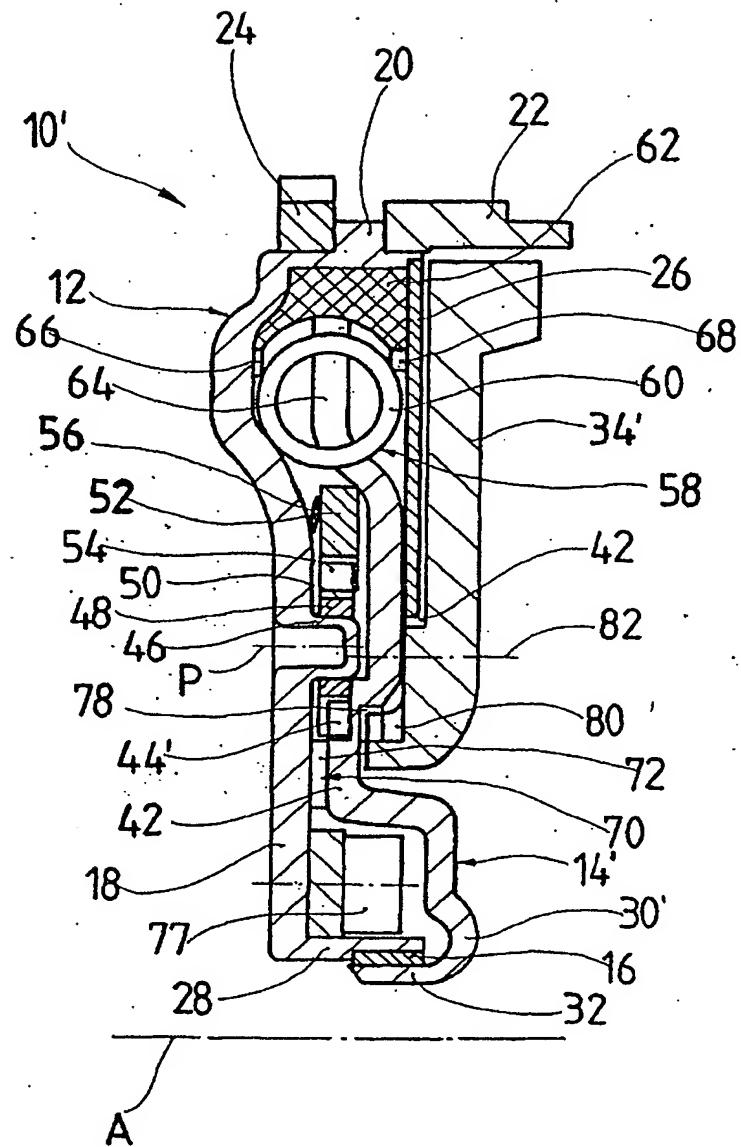


Fig. 3

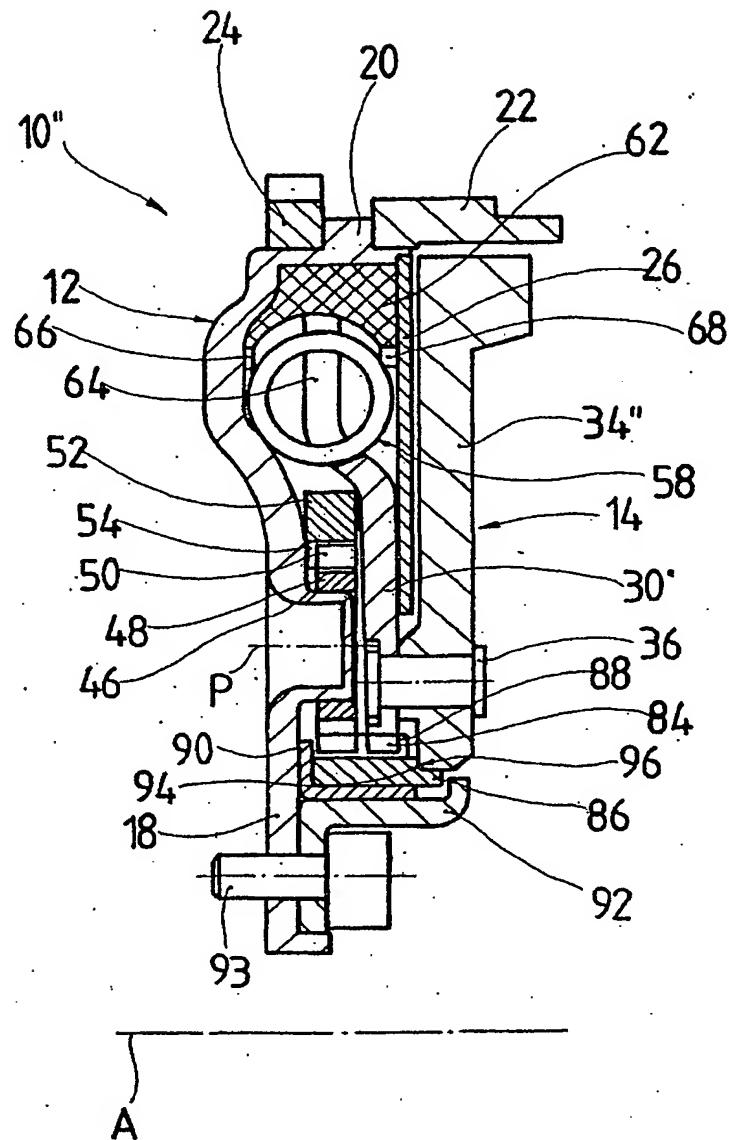


Fig. 4

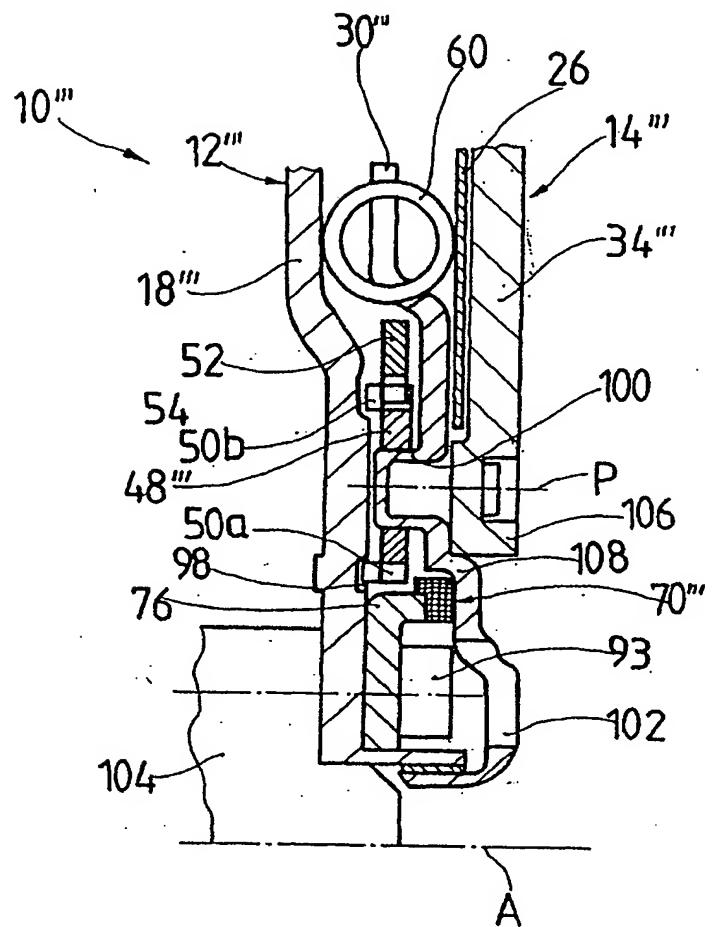
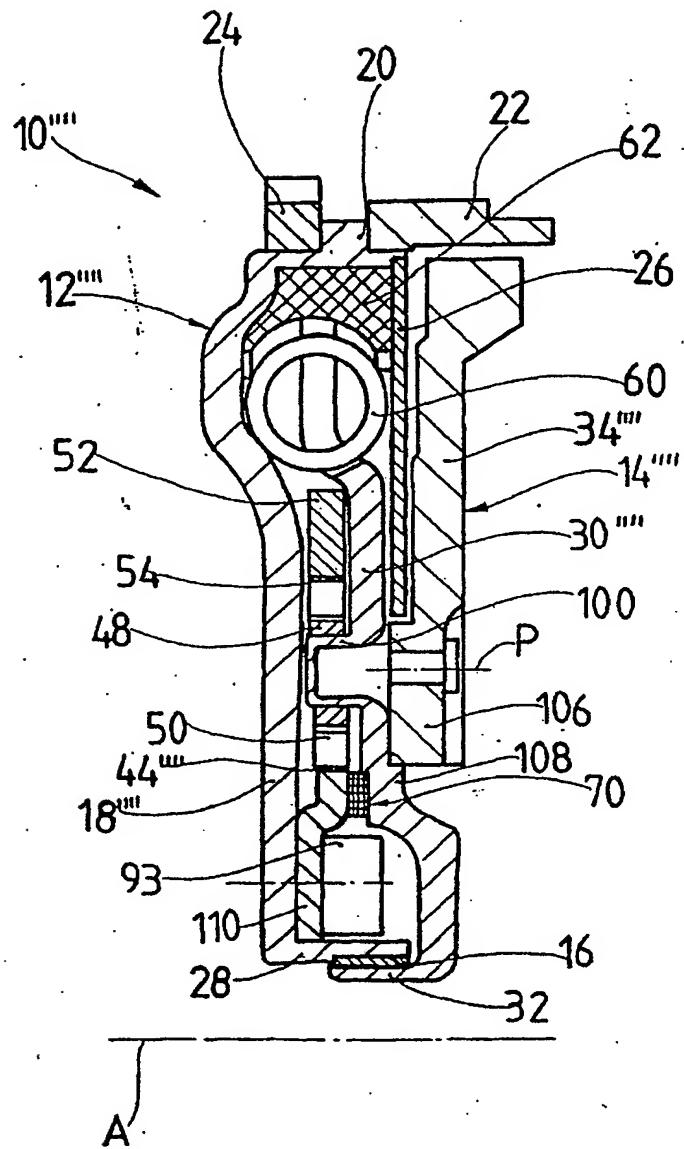


Fig. 5



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

BLACK BORDERS

IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

FADED TEXT OR DRAWING

BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

SKEWED/SLANTED IMAGES

COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

GRAY SCALE DOCUMENTS

LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.